

Теоретически-экспериментальное обоснование метода оптимизации воздухообменов в системах промышленной вентиляции

Д.т.н., профессор А.Г. Сотников,
НП «АВОК – Северо-Запад»;
аспирант А.А. Боровицкий,*

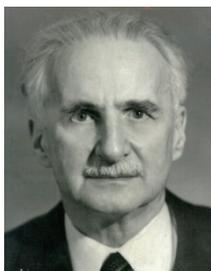
ФГБОУ ВПО Владимирский государственный университет им. А.Г. и Н.Г. Столетовых

Ключевые слова: воздухообмен; вредность; концентрация; местный отсос; эффективность; оптимизация; вентиляция; минимум функции; эквивалентно-эффективная скорость

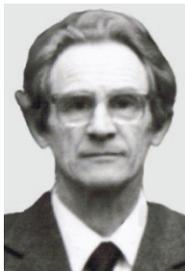
Многочисленные исследователи аэрохимических процессов и местных отсосов в системах промышленной вентиляции (СПВ) с 30-х гг. XX в и до наших дней, частично указанные в этой статье, к сожалению, практически не касались аналитической проблемы оптимизации как математической задачи. Это можно объяснить тем, что не было предложено единых методов анализа, сравнения и аналитического описания эффективности местных отсосов разных конструкций. Наиболее признанный и цитируемый идеолог термодинамической оптимизации систем микроклимата А.А. Рымкевич [1 – 3 и др.] также не рассматривал ее, изначально четко оговорив контрольную поверхность системами кондиционирования воздуха и общеобменной вентиляции, т.е. не промышленной вентиляции.

Такое положение нам представляется не случайным и объясняется как своеобразием и сложностью аэрохимических, диффузионных и тепловых процессов распространения вредных веществ в воздухе, так и многообразием и различием способов их улавливания местными отсосами. Поэтому перенос метода термодинамической оптимизации напрямую невозможен, хотя соответствующий подход к процессам обработки воздуха остается в силе. Читатель этот материал сможет увидеть в подготовленной книге [4].

Ведущие отечественные специалисты – профессора, доктора технических наук, фундаментальные труды которых [1, 2, 5 – 7] легли в основу данной разработки.



В.М. Эльтерман



А.А. Рымкевич



Л.Б. Успенская



В.Н. Посохин

Выполненный ниже системный и математический анализ этой задачи должен однозначно определить необходимую информацию о процессах выделения вредностей, сопровождаемых работой местных отсосов, которую нужно в первую очередь собирать, анализировать и обобщать. Ближе всего к этой проблеме подошли В. Н. Посохин в известной книге [7], рекомендациях [8] и статьях, О.Н.Бабынин и Б.Н.Кулешов [9], Г.Д. Лившиц [10 и др.], И.И. Полосин и др. [11], В.М. Гусев и др. [12], Н.В. Акинчев и В.П. Жигалов [13], В.И. Полушкин и др. [14], Т.Н. Рогова [15,16], а также зарубежные исследования по этой проблеме [17 – 22 и др.]. В этих работах описаны многочисленные зависимости при улавливании теплоты и газов местными отсосами от технологического оборудования. В последнее время на основании опытных данных Т.Н. Рогова предложила регрессионную формулу для нахождения эффективности улавливания по теплоте и газам для бокового отсоса, в которой учтены основные факторы и параметры. Эффект улавливания назван *оптимальным* сначала в статье [9], 1967 г., а затем в книге [7] в случае, когда расход воздуха, требуемого для разбавления вредных веществ, равен расходу воздуха, удаляемого местным отсосом.

Сотников А.Г., Боровицкий А.А. Теоретически-экспериментальное обоснование метода оптимизации воздухообменов в системах промышленной вентиляции

Под комплексной оптимизацией СПВ (аэрохимической, термодинамической, аэродинамической) будем понимать поиск технического решения, обеспечивающего минимум *целевой функции* – приведенных затрат Π , одновременно учитывающих как годовые отчисления от капитальных $E_{\text{н}}K$, принимая во внимание коэффициент реновации, так и годовые эксплуатационные затраты теплоты $C_{\text{т}}$, электроэнергии $C_{\text{э}}$, зарплату персонала $C_{\text{з}}$ и др. Наряду с таким традиционным подходом можно рассматривать принятые в Европе [23] затраты за *цикл жизни системы LLC* например 20...30 лет. В общем случае все эти величины зависят от переменных, среди которых те, которые можно оптимизировать – производительность приточной $L_{\text{пр}}$ и вытяжных $L_{\text{оо}}$, $L_{\text{мо}}$ систем, сечения воздуховодов, давления соответствующих вентиляторов P , конечное сопротивление фильтров $\Delta P_{\text{ф.к}}$ согласно общему функционалу:

$$\Pi = f \left[\sum K(L_i, P_i, l_i, d_i, \dots), W_{\text{э}}(L_i, P_i, l_i, d_i, \tau_i, \eta_i, \dots), Q_{\text{т}}(L_{\text{нi}}, \tau_i, t_{\text{нi}}, \dots) \right] = \min. \quad (1)$$

Таким образом, все составляющие приведенных затрат зависят от расходов приточного (наружного) и вытяжного воздуха, а расход электроэнергии – еще от геометрии и протяженности сети, возможности оптимизации сечений (прил. 10.1 [24]), наличия фильтров и их сопротивления (гл. 9 [24]). Для каждого участка вентиляционной сети оптимальное сечение прежде всего зависит от соотношения удельной текущей и перспективной стоимости электроэнергии и металла c'_3/k'_m , $\text{м}^2/\text{кВт}\cdot\text{ч}$, и конструктивного соотношения $\Sigma \zeta/l$, т.е. суммы коэффициентов местных сопротивлений к длине участка.

Уравнение газо-воздушного баланса справедливо для любого производственного помещения, любого типа вредностей, типа и конструкции местного отсоса. Согласно ему расход приточного (наружного) воздуха равен сумме расходов общеобменной вытяжки и производительности отдельного или группы местных отсосов, удаляющих одно и то же вредное вещество (при соблюдении саннормы подачи наружного воздуха), а концентрация вредного вещества в подаваемом наружном воздухе $c_{\text{н}} \ll \text{ПДК}$:

$$k_{\text{диб}} L_{\text{пр}} - L_{\text{мо}} - L_{\text{оо}} = 0, \quad (2)$$

где $L_{\text{оо}}$ – *расход общеобменной вытяжной системы вентиляции*; $k_{\text{диб}} > 1$ – коэффициент дибаланса, учитывающий превышение вытяжки над притоком при выделении в производственном помещении вредных веществ, вычисляемый по п. 7.5.2 СНиП [25]. Однако эту величину лучше не связывать с площадью пола помещения, а определять в зависимости от площади открытых проемов и неплотностей ограждений. Скорость всасывания v_0 некоторым образом связана с эффективностью местного отсоса $\eta_{\text{мо}}$; эта зависимость рассмотрена ниже. В случае, когда $G_{\text{вв}}(1-\eta_{\text{мо}})/\text{ПДК} = L_{\text{мо}}$ и $L_{\text{оо}} = 0$, наблюдается оптимальная эффективность местного отсоса и минимальный воздухообмен.

Дадимважные комментарии по поводу общей формулы (2). В статье [26] Г.Я. Крупкин предлагает корректировать среднесменную ПДК с учетом относительной продолжительности \bar{t} работы технологического оборудования, выделяющего вредные вещества. Однако не все так просто: уже при времени $\bar{t} = 0,3$ среднесменная концентрация опасно приблизится к другой – максимально разовой. Поэтому без вмешательства специалистов – гигиенистов и физиологов – здесь не обойтись. При статистическом подходе множество концентраций в объеме рабочей зоны будет таково, что в одних точках $c_{\text{в}} < \text{ПДК}$, а в других – наоборот, $c_{\text{в}} > \text{ПДК}$, аналогично с температурой воздуха.

Учитывая статистическое множество концентраций, Л.Б. Успенская [27, 28] предложила так называемый *предельно-вероятностный метод расчета воздухообмена в помещениях с тепло- и газовыделениями*. Вводя доверительную вероятность (обеспеченность) не превышения допустимой концентрации (ПДК) и расчетной температуры ($t_{\text{в.макс}}$) $p > 0,5$, можно большему проценту работающих обеспечить это условие. Однако в этом случае расчетный воздухообмен несколько возрастает, а именно в $1 + \bar{c}_p \bar{\sigma}_c$ раз. Например, если гигиенические условия труда улучшить для 80 % работающих (объема рабочей зоны), а не как обычно для 50 %, то увеличение воздухообмена составит 14 %.

Предварительные расчеты показали, что существует оптимальное отношение обеспеченности соответствующему воздухообмену, составляющее около 0,75...0,85 в зависимости от коэффициента вариации $\bar{\sigma}_c$. В обычном расчете это соотношение меньше (0,50) и поэтому является объектом дальнейшей оптимизации, а обеспеченность p – *параметром аддитивности* в данной задаче. Практическое использование этой методики несложно, проходите

Сотников А.Г., Боровицкий А.А. Теоретически-экспериментальное обоснование метода оптимизации воздухообменов в системах промышленной вентиляции

два действия и основано на графике. С данной методикой, разработанной в 70-х гг. XX в. и опубликованной в малодоступных теперь изданиях, можно ознакомиться в книге [24, т. I, гл. 2, с. 81...83].

Эффективность улавливания (коэффициент улавливания) вредности местным отсосом $\eta_{mo} < 1$ неоднозначна в своем определении и для источника теплоты может относиться к его конвективной, лучистой составляющей или к их сумме. Наряду с этим существует понятие коэффициента эффективности местного отсоса [29], представляющего собой отношение концентраций вредностей в удаляемом местным отсосом воздухе и в рабочей зоне $k_{эф} = c_{yx} / ПДК > 1$; чем больше $k_{эф}$, тем удачнее конструкция отсоса. Авторы данной статьи предлагают это соотношение записывать в несколько ином виде, а именно $k_{эф} = 1 - ПДК / c_{yx} < 1$, тогда она будет сравнима с величиной $\eta_{mo} < 1$. В.Н. Посохин [7] считает, что термин *рациональная конструкция местного отсоса* обозначает такую конструкцию, которая позволяет достичь требуемого эффекта при минимальном расходе удаляемого воздуха. При одновременном выделении теплоты и диффузии химических веществ разной плотности происходит наложение движущих сил, а эффективность их улавливания может не совпадать.

Для дальнейшего анализа требуется аналитически связать эффективность улавливания вредности $\eta_{mo} \leq 1$ с типом местного отсоса, его конструкцией, геометрическими размерами, характером распространения вредности (теплота, диффузия), скоростью всасывания v_0 , а для перемещаемых конструкций – с расстоянием x от источника до всасывающего сечения. Поскольку мы не имеем достаточных и надежных опытных данных о форме связи эффективности местного отсоса со скоростью всасывания, обратимся к теории турбулентной диффузии [5]. Согласно ей, относительная концентрация вредного вещества c_x / c_0 по мере удаления x от источника при плоскопараллельном сносящем потоке со скоростью v изменяется по экспоненциальной зависимости:

$$c_x / c_0 = \exp(-vx / A), \tag{3}$$

где A – коэффициент турбулентной диффузии, m^2/c , определяемый по формуле $A = 0,25 \varepsilon^{1/3} l^{4/3}$, где ε – диссипированная энергия, внесенная в помещение приточными струями, m^2/c^3 ; l – определяющий размер входного сечения местного отсоса, м. Зависимость (3), построенная в нижней части рис. 1, указывает, что концентрация c_x теоретически возможна даже на большом удалении x от источника, хотя и сколь угодно мала.

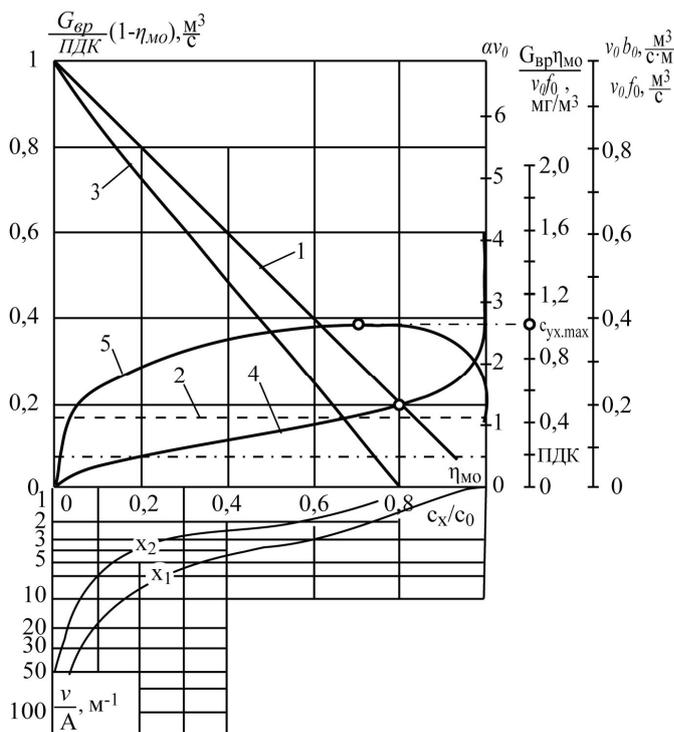


Рисунок 1. Основные зависимости, учитываемые при оптимизации воздухообмена в системах промышленной вентиляции.
 Верхний квадрант: 1 – зависимость расхода наружного (приточного) воздуха для разбавления вредности от эффективности улавливания вредности местным отсосом; 2 – расход наружного воздуха по условиям обеспечения саннормы; 3 – зависимость расхода общеобменной вытяжки от эффективности улавливания; 4 – зависимость эффективности улавливания от скорости всасывания по экспоненциальному закону (4); 5 – зависимость изменения концентрации в воздухе, удаляемом местным отсосом, от его эффективности.
 Нижний квадрант: зависимость относительной концентрации вредного вещества от скорости плоскопараллельного сносящего потока по мере удаления от источника
 График построен для условий: $G_{впр} = 0,2 \text{ мг/м}^3$, $ПДК = 0,2 \text{ мг/м}^3$, $f_0 = 0,03 \text{ м}^2$, $v_0 = 5 \text{ м/с}$, $a = 0,19 \text{ с/м}$, $n = 2$ при $\eta_{mo} = 0,6$

Выбор теоретической зависимости эффективности местного отсоса основан на аналогии с зависимостью (3) для турбулентной диффузии в предположении, что эта эффективность никогда, строго говоря, не достигнет единицы, хотя может сколь угодно близко приближаться к этому числу. Для этого случая введем общую экспоненциальную зависимость:

$$\eta_{\text{мо}} = 1 - \exp\left[-(av_0)^n\right], \quad (4)$$

где a , с/м, и n – множитель и показатель степени, согласующие экспериментальные данные испытания местного отсоса с гипотетической экспоненциальной зависимостью от скорости v_0 и превращающие выражение в круглых скобках безразмерное. Введенный в формуле (4) коэффициента является аналогом отношения x/A в формуле (3) и, таким образом, учитывает отношение расстояния x от источника до отсоса к удельной энергии воздушного потока. Эта формула позволяет связать эффективность отсоса со скоростью всасывания. Например, для конкретного типа отсоса эффективность $\eta_{\text{мо}}=0,75$, тогда $av_0=-\ln(1-\eta_{\text{мо}})=1,38$, если закон экспоненциальный (при $n=1$). Аналогичную (4) зависимость эффективности местного отсоса в виде $\eta_{\text{мо}}=1-\exp(-v_0\varphi_1)$ предложил В.Н. Посохин [7]. В этой формуле кроме скорости всасывания v_0 введена размерная функция φ_1 , значение которой зависит от геометрических и режимных параметров, определяющих условия работы местного отсоса.

Сводный график теоретически-экспериментальных зависимостей эффективности улавливания $\eta_{\text{мо}}$ разных местных отсосов от скорости всасывания по экспоненциальной формуле (4) и опытные точки показаны для семейства значений a и n на рис. 2. Все кривые имеют одинаковое значение, когда $av_0=1$, в этом случае $1-\eta_{\text{мо}}\approx 0,37$. Похожую зависимость эффективности местного отсоса от скорости (расхода) воздуха, удаляемого местным отсосом, можно найти у В.Н. Посохина [7] (в зависимости от отношения полуширины зонты к его удалению от соосно-расположенного источника, а также расхода удаляемого воздуха и сечения зонты). Структура формул для эффективности, предложенная И.И. Полосиным и др. [11], к сожалению, не соответствует физическому условию, чтобы при $L/f_0 \rightarrow \infty$ иметь $\eta_{\text{мо}} \rightarrow 1$, а при $L/f_0 \rightarrow 0$ $\eta_{\text{мо}} \rightarrow 0$.

Эквивалентно-эффективная скорость (ЭЭС, англ.: equivalent-effective velocity – EEV) всасывания $av_{0,\text{ээ}}$ – это *новый предлагаемый нами термин, параметр аддитивности*, дающий возможность сравнивать эффективность разных типов, конструкций и особенностей работы местных отсосов по этой скорости. Выделения вредности могут зависеть от разных факторов, но все они при известном навыке, как это сделано на рис. 2, могут быть представлены соответствующей ЭЭС. Для вытяжного зонты она зависит от высоты расположения и соотношения габаритных размеров теплоисточника и зонты, конвективной мощности источника теплоты, соотношения расходов приточного и удаляемого воздуха, от скорости сносящего потока воздуха в помещении [30, 31]. Подобные экспериментальные данные, полученные, например, для вытяжного зонты, являются основой для совершенствования их конструкции [32, 33].

Обобщение ЭЭС для характерных типов местных отсосов предполагает связать его конструктивные и расходные параметры с этой скоростью. Например, для бортовых отсосов от гальванических ванн согласно [11] учитывают комплексный параметр $(L/F_b)Q^{-2/3}$, где выражение в скобках есть расход удаляемого отсосом воздуха, отнесенный к зеркалу ванны, а Q – мощность теплового потока над ванной. После специальной обработки для данных ванн оказалось, что $7 \text{ м}/(\text{с}\cdot\text{кВт}^{2/3})$ соответствует ЭЭС, равная 1 (см. дополнительную шкалу на рис. 2). Таким образом, удастся связать различные факторы, влияющие на выделение и удаление вредности с эквивалентно-эффективной скоростью их улавливания (av_0, n) при равном $\eta_{\text{мо}}$. Аналогично для линейного диффузионного источника и зонтом над ним согласно [7] эффективность является функцией отношения размеров $b/2x$ и критерия $Pe=Re\cdot Pr=v_0 l_0/a$, но в то же время может быть выражена через ЭЭС. Подобные зависимости при наличии соответствующих опытных данных могут быть со временем получены и систематизированы для других типов местных отсосов.

Определение оптимального воздухообмена. Из общих соображений, анализа формул (2) и (4), а также линий на графике рис. 1 делаем вывод о том, что по мере увеличения эффективности улавливания вредности местным отсосом $\eta_{\text{мо}}$ снижается производительность общеобменной вытяжки и, одновременно с этим, сложным образом возрастает скорость всасывания v_0 и расход воздуха, удаляемого местным отсосом $L_{\text{мо}}$. Чтобы найти рациональное решение, соответствующее минимальному воздухообмену, преобразуем выражения (2) с учетом зависимости (4), при условии, что $G_{\text{вп}}(1-\eta_{\text{мо}})/\text{ПДК}=L_{\text{мо}}$ и $L_{\text{оо}}=0$:

$$G_{\text{вп}}(1-\eta_{\text{мо}})/\text{ПДК} - \frac{f_0}{a}[-\ln(1-\eta_{\text{мо}})]^{1/n} = 0. \quad (5)$$

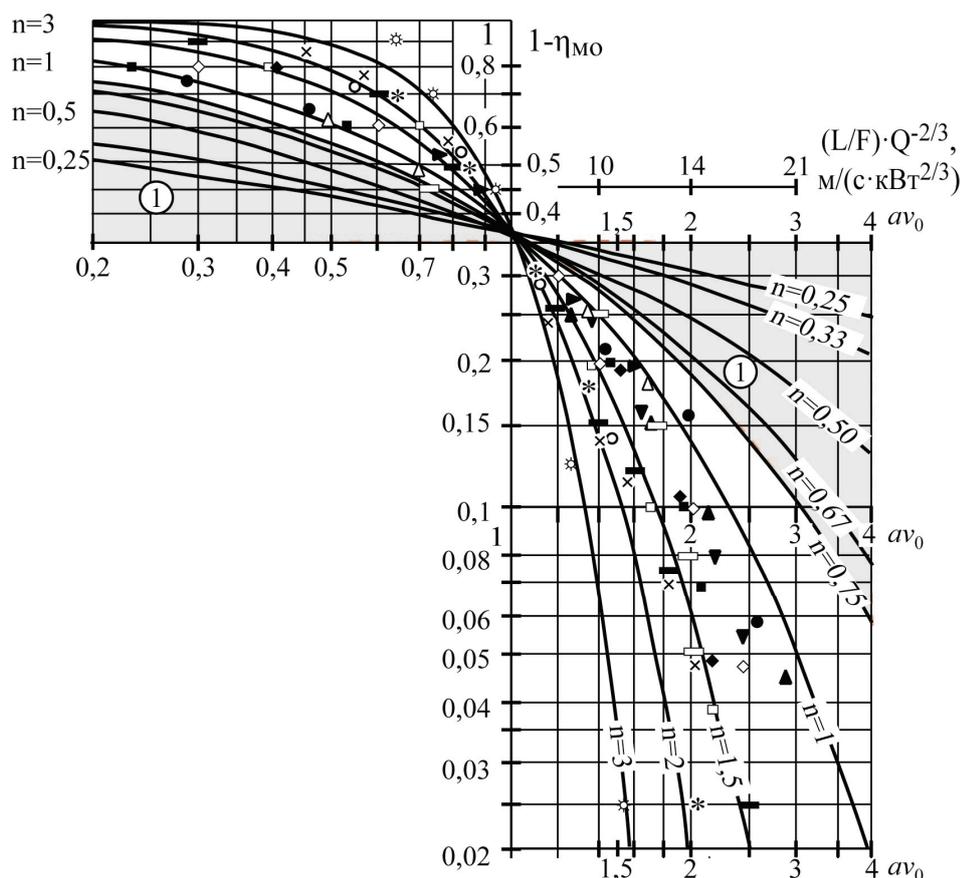


Рисунок 2. Сводный график теоретически-экспериментальных зависимостей эффективности улавливания η_{MO} разных местных отсосов от скорости всасывания для семейства значений $a \cdot v_0$ и n и результаты анализа и обобщения опытов по величине ЭЭС:

- * – данные О.Н. Бабынина и Б.Н. Кулешова [9] для укрытия ($n=2$; ЭЭС=1825 м³/ч);
- ☼ – данные О.Н. Бабынина и Б.Н. Кулешова для бокового отсоса ($n=3$; ЭЭС=5500 м³/ч);
- – данные И.И. Полосина и др. [11] для бортовых местных отсосов новых конструкций от промышленных гальванических ванн ($n=1,1$; ЭЭС=7 м³/(ч·м²·кВт^{2/3});
- △ – данные И.И. Полосина и др. для четырехстороннего бортового отсоса от промышленных гальванических ванн ($n=1,05$; ЭЭС=210 м³/(ч·м²);
- – данные Н.В. Акинчева и В.П. Жигалова [13] для отсосов от ванн электролитического рафинирования металлов ($n=1,25$; ЭЭС=6,3 м³/(ч·м²·кВт^{2/3});
- ▲ – данные В.М. Гусева и др. [12] для алюминиевого электролизёра в межоперационный период, $I=130$ кА ($n=1,1$; ЭЭС=9000 м³/ч);
- ▼ – данные В.М. Гусева и др. для алюминиевого электролизёра в межоперационный период, $I=500$ кА ($n=1,25$; ЭЭС=43 000 м³/ч);
- – данные В.Н. Посохина [7] для алюминиевого электролизёра в межоперационный период, $I=130$ кА ($n=1,6$; ЭЭС=3400 м³/ч);
- × – данные В.Н. Посохина для алюминиевого электролизёра в межоперационный период, $I=260$ кА ($n=2$; ЭЭС=5800 м³/ч);
- – данные В.Н. Посохина для линейного диффузионного источника и соосно расположенного щелевого отсоса ($n=1,5$; ЭЭС=1,5);
- ◇ – данные В.Н. Посохина для прямоугольного диффузионного источника и щелевого отсоса ($n=1,3$; ЭЭС=1,3);
- ◆ – данные В.Н. Посохина для квадратных диффузионного источника и щелевого отсоса ($n=1,3$; ЭЭС=0,8);
- – данные Т.Н. Роговой [15] для бокового отсоса для $\eta_{MO}=f(L_{MO})$ ($n \approx 1,25$; ЭЭС=170 м³/ч);
- ▶ – данные Т.Н. Роговой для бокового отсоса для $\eta_{MO}=f(Q_k^{-2/3})$ ($n \approx 1,25$; ЭЭС=0,02 Вт^{-2/3});
- – данные А.А. Боровицкого для бокового местного отсоса у нагретого теплоисточника ($n=2$; ЭЭС=200 м³/(ч·м²);

1 – область, где исследования при соответствующих значениях параметров не обнаружены.

После преобразования этого выражения получаем условие оптимального воздухообмена в системе промышленной вентиляции при принятых допущениях, где искомая эффективность выражена в неявном виде трансцендентного уравнения:

$$\frac{a \cdot G_{\text{вр}}}{f_0 \cdot \text{ПДК}} = \frac{\sqrt[n]{-\ln(1 - \eta_{\text{мо}})}}{1 - \eta_{\text{мо}}} \quad (6)$$

Комплекс $G_{\text{вр}}/(f_0 \cdot \text{ПДК})$ имеет смысл скорости воздуха. Из формулы (6) следует, что для гипотетической зависимости (4) при заданной конструкции местного отсоса, оптимальная эффективность улавливания существует и однозначно зависит от отношения массы выделяющейся вредности $G_{\text{вр}}$, мг/с, к ее ПДК, мг/м³, и к сечению всасывающего отверстия местного отсоса f_0 , м². По вычисленной оптимальной эффективности улавливания $(\eta_{\text{мо}})_{\text{опт}}$ и формуле (4) легко определить скорость всасывания местного отсоса v_0 , а далее по формуле (2) – оптимальную производительность системы промышленной вентиляции.

Авторами выполнены расчеты для конкретных объектов, подтверждающие возможность оптимизации воздухообмена.

Общие выводы

1. Проведенный анализ основных публикаций, описывающих эффективность разных типов местных отсосов, показал, что она зависит от конструктивных, аэродинамических и режимных параметров.
2. Предложен аналитический метод обобщения исследуемой эффективности на основе экспоненциально–степенной зависимости и метод определения коэффициентов этой зависимости.
3. Обобщение многочисленных опытных данных показало, что эти данные подчиняются выбранной зависимости.
4. Сравнение эффективности разных местных отсосов предложено по эквивалентно-эффективной скорости.
5. Предложена аналитическая методика определения оптимальной эффективности местного отсоса, при которой воздухообмен минимальный, а расход общеобменной вытяжки равен нулю.

Литература

1. Рымкевич А. А., Халамейзер М. Б. Управление системами кондиционирования воздуха. М.: Машиностроение, 1977. 274 с.
2. Рымкевич А. А. Системный анализ оптимизации общеобменной вентиляции и кондиционирования воздуха. М.: Стройиздат, 1990. 300 с.
3. Рымкевич А. А., Сербин Ю. В. Энергосбережение в СВ и КВ – в единстве решения задач оптимизации, управления, диагностирования // Проблемы и перспективы развития систем кондиционирования. СПб.: СПбГАХиПТ, 1997. С. 3–8.
4. Сотников А. Г. Проектирование и расчет систем вентиляции и кондиционирования воздуха. (Полный комплекс требований, исходных данных и расчетной информации для СО, СПВ, СКВ, СГВС и СХС). СПб.: 2012. Т. I, 420 с. Т. II, 408 с.
5. Эльтерман В. М. Вентиляция химических производств. Изд. 1-е. М.: Стройиздат, 1967. 175 с.; изд. 2-е, доп. и перераб. М.: Химия, 1971. 238 с.; изд. 3-е. М.: Химия, 1980. 288 с.
6. Успенская Л. Б. Математическая статистика в вентиляционной технике. М.: Стройиздат, 1980. 108 с.
7. Посохин В. Н. Расчет местных отсосов от тепло- и газовыделяющего оборудования. М.: Машиностроение, 1984. 160 с.
8. Посохин В. Н., Моор Л. Ф. АЗ-877. Рекомендации по расчету отсосов от оборудования, выделяющего тепло и газы. М.: ГПИ Сантехпроект, 1983. 32 с.
9. Бабынин О. Н., Кулешов Б. Н. Выбор оптимального режима работы местных отсосов // Проектирование отопительно-вентиляционных систем. 1967. №3. С. 14–23.
10. Лифшиц Г. Д. Модель для аналитических исследований местных отсосов при истечении вредности и всасываемого воздуха // Известия Вузов. Строительство. 1979. №10. С. 92–95.
11. Полосин И. И., Кузнецов С. Н., Портянников А. В. Исследование эффективности местных отсосов новых конструкций от промышленных гальванических ванн // Труды конференции МГСУ. М.: 2007. С. 153 – 157.

Сотников А.Г., Боровицкий А.А. Теоретически-экспериментальное обоснование метода оптимизации воздухообменов в системах промышленной вентиляции

12. Гусев В. М., Попченков И. Н., Смирнов А. Ф. Результаты исследования на модели укрытий алюминиевых электролизеров с обожженными анодами // Исследования в области отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. Темат. сб. науч. тр. Л.: ЛИСИ, 1976. №1(117). С. 25–30.
13. Акинчев Н. В., Жигалов В. П. Исследование центрального отсоса от ванн электролитического рафинирования металлов // Научные работы институтов охраны труда ВЦСПС. М.: Профиздат, 1972. № 75. С. 14–18.
14. Полушкин В. И., Анисимов С. М., Васильев В. Ф., Дерюгин В. В. Вентиляция: учебное пособие. М.: Академия, 2008. 416 с.
15. Рогова Т. Н. Уравнение регрессии в моделях оптимизации // Мир транспорта. 2009. №2. С. 138–143.
16. Рогова Т. Н. Влияние турбулентной диффузии газов на расчет объемов удаляемого воздуха // Мир транспорта. 2006. №1. С. 16–21.
17. Howard Goodfellow, Esko Tahti. Industrial Ventilation. Design Guidebook. London: Academic Press, 2001. 1520 p.
18. Marzal F., Gonzalez E., Minana A., Baeza A. Influence of push element geometry the capture efficiency of push-pull ventilation systems in surface treatment tanks // The Annals of Occupational Hygiene, Oxford University Press. 2002. №4. Pp. 383-393.
19. Devienne Rene, Fontaine Jean Raymond, Kicka Jeremie, Bonthoux Francis. Experimental characterization of plume of passive contaminant above a thermal source: capture efficiency of fume extraction hood // The Annals of Occupational Hygiene, Oxford University Press. 2009. №7. Pp.739-748.
20. Huang R. F., Lin S. Y., Jan S. Y., Hsieh R. H., Chen Y. K., Chen C. W., Yeh W. Y., Chang C. P., Shih T. S., Chen C. C. Aerodynamic characteristics and design guidelines of push-pull ventilation systems // The Annals of Occupational Hygiene, Oxford University Press. 2005. №1. Pp.1–15.
21. Marzal F., Gonzalez E., Minana A., Baeza A. Determination and interpretation of total and transversal efficiencies in push-pull ventilation systems for open surface tanks // The Annals of Occupational Hygiene. Oxford University Press. 2002. №7. Pp. 629–635.
22. Huang R. F., Wu Y. D., Chen H. D., Chen C. C., Chen C. W., Chang C. P., Shih T. S. Development and evaluation of an air-curtain fume cabinet with considerations of its aerodynamics // The Annals of Occupational Hygiene, Oxford University Press. 2007. №2. Pp. 189–206.
23. ГОСТ Р ЕН 13779-2007. Вентиляция в нежилых зданиях. /Технические требования к системам вентиляции и кондиционирования. М.: Стандартинформ, 2008. 44 с.
24. Сотников А. Г. Процессы, аппараты и системы кондиционирования воздуха и вентиляции. Теория, техника и проектирование на рубеже столетий. СПб.: АТ-Publishing. Т. I, 2005. 504 с. Т. II, ч. 1, 2006. 420 с. Т. II, ч. 2, 2007. 512 с.
25. СНиП 41-01-2003. Отопление, вентиляция и кондиционирование / Госстрой России. М., 2004. 54 с.
26. Крупкин Г. Я. Об использовании гигиенических нормативов в практике проектирования систем вентиляции (в порядке обсуждения) // Инженерные системы. 2010, сентябрь. С. 70–71.
27. Успенская Л. Б. Математическая статистика в вентиляционной технике. М.: Стройиздат, 1980. 108 с.
28. Успенская Л. Б., Клячко Л. С. Предельно-вероятностный метод расчета и оценки систем воздухораспределения при теплогазовыделениях // Труды ВНИИГС. 1973. Вып. 36. С. 25–30.
29. Позин Г. М. Местная вытяжная вентиляция – самый эффективный способ организации воздухообмена в помещении // Инженерные системы. 2008. №3. С. 40–45.
30. Боровицкий А. А., Угорова С. В. Исследование закономерностей взаимодействия воздушных потоков в вытяжном зонте // Сб. трудов СПбГАСУ. №63 (Актуальные проблемы современного строительства). СПб.: Изд-во СПбГАСУ, 2010. С. 55-58.
31. Боровицкий А. А., Тарасенко В. И., Угорова С. В. Сравнение эффективности использования активированного вытяжного зонта с традиционно применяемым // Сб. трудов СГТУ (Инновационные методы в архитектуре и градостроительстве). Саратов: Наука, 2009. С. 150-152.
32. Патент РФ 2383400, МПК В08 15/02 (2006.01). Вытяжной зонт / С. В. Угорова, В. И. Тарасенко, А. А. Боровицкий; Гос. Ун-т. № 2008110668/12. Заявл. 19.03.08. Оpubл. 10.03.10. Бюл. № 7.
33. Патент РФ на полезную модель 93709, МПК В08 15/02 (2006.01). Вытяжной шкаф / А. А. Боровицкий, С. В. Угорова, В. И. Тарасенко; Гос. Ун-т. № 2009144528/22. Заявл. 01.12.09. Оpubл. 10.05.10. Бюл. № 13.

**Анатолий Геннадиевич Сотников, Санкт-Петербург, Россия*
Тел. моб.: +7(921)347-33-92; эл. почта: asotnikov2005@yandex.ru